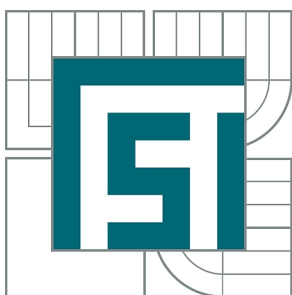


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POJEZDOVÝ MECHANISMUS JEŘÁBOVÉ KOČKY NOSNOST 32 T

TRAVELING MECHANISM OF CRANE TROLLEY CAPACITY 32 TONS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MARTIN BOHDÁLEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Bohdálék

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pojezdový mechanismus jeřábové kočky nosnost 32 t

v anglickém jazyce:

Traveling Mechanism of Crane Trolley Capacity 32 tons

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh pojezdového mechanismu jeřábové kočky mostového jeřábu. Základní technické parametry:

nosnost kočky 32000 kg

pojezdová rychlost 25 m/min

klasifikace mechanismu M2 dle ČSN ISO 4301/1

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritická rešerše a koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. Související ČSN a firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 11.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pojezdového mechanismu jeřábové kočky mostového jeřábu o požadované nosnosti 32 t a pojezdové rychlosti $25 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Hlavním cílem je návrh pojezdového mechanismu skládajícího se z pohonu, brzd a s nimi spjatých komponentů, jako jsou rám, kola, hřídele, ložiska a pera a následná kontrola vybraných částí. Práce obsahuje výpočty důležité pro tuto kontrolu, návrh podvozku jeřábové kočky a pevnostní výpočty některých komponentů. Součástí práce je i výkresová dokumentace.

Abstract

This bachelor thesis is concerned with design of drive mechanism for bridge crane trolley with demanded load capacity 32 t and traveling speed $25 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. The Main objective is design of the drive mechanism, consisting of drive, brakes and parts directly related, as the frame, wheels, shafts, bearings, couplings and control of the chosen parts. This work contains important calculations for this control, designed undercarriage of the crane trolley and stress analysis of chosen components. Part of this thesis is also the drawing documentation.

Klíčová slova

Jeřáb, mostový jeřáb, jeřábová kočka, pojezdový mechanismus

Key words

Crane, bridge crane, crane trolley, drive mechanism

Bibliografická citace

BOHDÁLEK, M. *Pojezdový mechanismus jeřábové kočky nosnost 32 t*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 49 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že tato bakalářská práce byla vypracována jako původní autorská práce s použitím uvedených zdrojů pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D.

V Brně dne

Martin Bohdálék

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za vedení a profesionální rady, které mi pomáhaly při tvorbě práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Vítu Petráturovi Bc. ze společnosti SEW-Eurodrive CZ s.r.o za jeho vstřícnost a pomoc při navrhování pohonu, Panu Ing. Pavelkovi z Královo pole cranes, a.s za jeho odborné rady a věcnou kritiku při navrhování rámu a své rodině za podporu při tvorbě této práce.

Obsah

1	Úvod.....	15
2	Specifikace provozu jeřábové kočky	16
3	Koncepční návrh řešení	16
4	Zatížení způsobené větrem za provozu.....	17
4.1	Průmět celkového břemena do kolmé roviny na směr rychlosti větru.....	17
4.2	Tlak větru	18
4.3	Zatížení od větru	18
4.3.1	Zatížení od větru pro určení rozjezdových hnacích sil	18
4.3.2	Zatížení od větru pro hnací síly během řízeného pohybu	18
5	Zatížení způsobené větrem mimo provoz	19
5.1	Charakteristická plocha uvažovaného prvku	19
5.2	Ekvivalentní statická rychlost větru mimo provoz.....	19
5.3	Ekvivalentní statický tlak větru mimo provoz	20
5.4	Výpočet zatížení od větru mimo provoz	20
6	Výpočet pojížděcího ústrojí	20
6.1	Jízdní odpor	20
6.2	Potřebný výkon hnací jednotky.....	21
7	Volba pohonu.....	21
7.1	Parametry motoru.....	22
7.2	Parametry převodovky	23
7.3	Otáčky pojížděcího kola.....	23
7.4	Skutečná pojezdová rychlost.....	23
7.5	Celkový převodový poměr	23
8	Kontrola pohonu	24
8.1	Kontrola rozběhového momentu.....	24
8.1.1	Moment pasivních odporů	24
8.1.2	Setrvačná síla posuvných hmot.....	24
8.1.3	Setrvačný moment posuvných hmot.....	25
8.1.4	Moment setrvačnosti všech rotujících hmot systému	25
8.1.5	Úhlové zrychlení hmot na hřídeli elektromotoru.....	25
8.1.6	Setrvačný moment rotujících hmot.....	26
8.1.7	Moment větru.....	26

8.1.8	Doba rozběhu při protivětru.....	26
8.1.9	Doba rozběhu při větru, působícím ve směru pohybu	27
8.2	Kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhesní tíže jeřábové kočky.....	27
8.2.1	Jízdní odpor na poháněných kolech.....	27
8.2.2	Součet zatížení všech poháněných kol.....	28
8.2.3	Minimální doba rozběhu při protivětru.....	28
8.2.4	Minimální doba rozběhu při větru, působícím ve směru pohybu	29
9	Kontrola brzd	29
9.1	Parametry brzd	29
9.1.1	Moment pasivních odporů při brzdění.....	29
9.1.2	Setrvačná síla posuvných hmot při brzdění	30
9.1.3	Setrvačný moment posuvných hmot při brzdění	30
9.1.4	Úhlové zrychlení hmot na hřídeli elektromotoru při brzdění	30
9.1.5	Setrvačný moment rotujících hmot při brzdění	31
9.1.6	Moment větru při brzdění	31
9.1.7	Brzdná doba při protivětru.....	31
9.1.8	Brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu	31
9.2	Kontrola na blokování.....	32
9.2.1	Minimální brzdná doba při protivětru.....	32
9.2.2	Minimální brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu	33
9.2.3	Maximální brzdná dráha	33
9.2.4	Maximální brzdná dráha při protivětru.....	33
9.2.5	Maximální brzdná dráha při větru, působícím ve směru pohybu	34
9.2.6	Maximální brzdná doba při protivětru	34
9.2.7	Maximální brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu	35
9.2.8	Součet zatížení na brzděných kolech bez břemene.....	35
9.3	Kontrola zabrzdění kočky mimo provoz.....	35
10	Kontrola pojízďecího kola.....	35
10.1	Síla na kolo	36
10.2	Minimální průměr kola.....	36
10.3	Kontrola únosnosti kola.....	36
11	Zatížení způsobená přičením	37
11.1	Úhel přičení od vřele ve vedení.....	37
11.2	Úhel přičení od opotřebení	37
11.3	Celkový úhel přičení.....	37
11.4	Součinitel tření odvalujícího se kola	38
11.5	Součinitel přičení.....	38

11.6	Axiální síla na kolo.....	38
12	Kontrola ložiska.....	39
12.1	Radiální zatížení	39
12.2	Axiální zatížení.....	39
12.3	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	40
12.4	Životnost ložiska	40
13	Kontrola pera	40
13.1	Výstupní kroutící moment.....	40
13.2	Střížná síla na pero	41
13.3	Otlačení pera.....	41
14	Kontrola hřídele	42
14.1	Kontrola statické bezpečnosti.....	42
14.1.1	Bezpečnost proti trvalým deformacím.....	43
14.2	Kontrola dynamické bezpečnosti	43
14.2.1	Únavové pevnosti materiálu hřídele	43
14.2.2	Dynamická bezpečnost v ohybu	44
14.2.3	Dynamická bezpečnost v krutu.....	45
14.2.4	Výsledná dynamická bezpečnost.....	46
15	Závěr	47

1 Úvod

Doprava a manipulace s materiálem byly a stále jsou velmi důležitými faktory lidské civilizace. To, co ve vzdálené minulosti vyžadovalo stovky lidí, nebo pracovních zvířat, jakožto pracovní sílu, která pomocí primitivních prostředků mohla manipulovat s těžkými břemeny, dnes zvládne jediný jeřáb s obsluhou. Jeřáby dokážou efektivně konat práci, která by jinak byla nebezpečná a pomalá, v mnoha případech by ani nebyla možná. Proto se hojně využívají ve stavebnictví, pro nakládání a vykládání v logistice a při montážních a výrobních procesech. Velmi důležitým faktorem je u jeřábů výkon v porovnání s hmotností jeřábu.

Mostový jeřáb je tvořen mostem, pojíždějícím po vyvýšené jeřábové dráze v halách i mimo ně. Spolu s jeřábovou kočkou, pojíždějící na horní části mostu a poháněnou elektrickým pohonem je nejpoužívanějším typem jeřábu v průmyslových závodech. Konstrukce mostu musí být dostatečně tuhá, aby nedocházelo k přičení při pojezdu. Totéž platí i pro jeřábovou kočku mostového jeřábu. Při návrhu jeřábové kočky by se mělo taktéž dbát na zabezpečení provozu, plynulý chod a možnost výměny mazacích kapalin, popřípadě celých komponent.

2 Specifikace provozu jeřábové kočky

Klasifikace mechanismu je M2 podle normy [] což odpovídá čtyřem kombinacím třídy využívání mechanismu a stavu zatěžování. Po dohodě s vedoucím bakalářské práce zvolen střední stav zatěžování s celkovou dobou využívání 800h. Při tomto stavu zatěžování je mechanismus vystaven obvykle střednímu zatížení, ale často na něj působí i maximální zatížení.

Uvažovaná hmotnost kočky: 20 000 kg

Požadovaná nosnost: 32 000 kg

Předpokládá se rovnoměrné rozložení váhy na všechna čtyři kola, přičemž poháněna jsou dvě kola. Jeřábová kočka bude navržena pro provoz na kolejnici A65 dle DIN 536.

Rozvor: 2600 mm

Rozchod: 2500 mm

Je počítáno s provozem jeřábu na volném prostranství, takže se musí brát v potaz působení větru a ochrana rámu a jednotlivých částí pojezdového mechanismu proti korozi a jiným nepříjemnostem způsobeným živly. Pro výpočty větru brána výška jeřábové kočky nad úrovní terénu 10 m.

3 Koncepční návrh řešení

Rámy jeřábových koček se nejčastěji vyrábí svařováním plechů, ze kterých vzniknou nosníky, nebo příčníky. Dá se využít i normalizovaných profilů, ale tato varianta je dražší díky ceně a horší obrobitelnosti těchto profilů a navíc nenabízí takovou individuálnost řešení nosníku, obzvlášť co se týče koncovky s uchycením kola. Bude tedy použita varianta svařovaného rámu z oceli S355J2+N, která vyhovuje podmínkám provozu, protože má zaručenou nárazovou práci i při $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a je vhodná ke svaření všemi obvykle používanými způsoby svařování. Nesmí se zapomenout rám na závěr opatřit základním a antikoročním nátěrem výběru zákazníka.

Pro pohon bude použito dvou stejných pohonných jednotek od společnosti SEW EURODRIVE tak, měly dohromady potřebný výkon, rozběhový moment a zkrátka aby vyhovovaly svému účelu. Pohonné jednotky budou dále sériově zapojeny do frekvenčního měniče od stejné společnosti, který bude dovolovat různé režimy rozběhu a jízdy podle potřeby obsluhy jeřábu. Toto zařízení bývá z pravidla spolu s elektronickými prvky zdvihového mechanismu umístěno ve svorkové skříni na podvozku jeřábové kočky, do které mohou vést příslušné ovládací a napájecí kabely např. pomocí trolejového, nebo závěsného vedení. Toto řešení podle mého názoru oplývá více výhodami, než nevýhodami oproti dříve klasickému řešení jedné pohonné jednotky, přes kterou prochází průběžný hřídel, pohánějící přes spojky hnací hřídele.

Výhodami jsou nižší konečná hmotnost a více prostoru díky menšímu počtu a délce použitých hřídelí a nepotřebnosti prvků k jejich vedení/spojení, snadnější výměna komponent pojezdového mechanismu a v neposlední řadě odpadnutí svislých příčících sil, které toto řešení na rozdíl od průběžného hřídele nezachycuje (axiální příčící síly samozřejmě ano).

Nevýhodou může být konečná cena (záleží na výběru komponent). Pohonná jednotka je vybavena ochranou proti vodě IP 55, což vyhovuje provozním podmínkám.

Pohonné jednotky budou dutou hřídelí nasunuty na koncovky hřídelů zrcadlově identických kolečkových setů s rohovými podpěrami TGL 34968 od německé firmy Karl Georg. Bude použita forma A5 (hnací verze pro převodovku s dutou hřídelí) a forma A1 (hnaná, uzavřená verze). Kolečkové sety jsou výrobcem ošetřeny proti krátkodobé korozi pomocí nástřiku tectyl. Použitá pojezdová kola B5 400x90 z materiálu G42CrMo4-QT jsou vybavena nákolky. Hnací hřídel je vyrobena z oceli 42CrMo4QT a hnaná hřídel z oceli C45.

Na koncích nosníků budou navrženy dosedací plochy, na které se tyto kolečkové sety nasunou a přišroubují, takže bude možná jejich výměna a díky konstrukčnímu provedení jsou přístupny mazací otvory ložisek i převodovky. Reakce kroutícího momentu je zachycena způsobem, který doporučuje výrobce a to momentovou pákou, jejíž protikus je přivařen na horní části rámu kočky a její uchycení je opatřeno gumovými silentbloky, předepjatými na určenou hodnotu a zabezpečeno kontramaticí.

4 Zatížení způsobené větrem za provozu

Je třeba spočítat síly od větru, které působí za provozu na jeřábovou kočku a na zavěšené břemeno. Tyto síly hrají významnou roli ve výpočtech pohonu a brzd.

4.1 Průmět celkového břemena do kolmé roviny na směr rychlosti větru

kvůli nedostatku informací o břemenu a zdvihovém mechanismu je pro výpočet použit tento vzorec:

$$A_g = 0,0005 \cdot m_h \quad (1)$$
$$A_g = 0,0005 \cdot 52\,000 = 26 \, m^2$$

kde: A_g průmět celkového břemena do kolmé roviny na směr rychlosti větru
 (m^2)
 m_h hmotnost celkového břemene (kg)

4.2 Tlak větru

$$q(3) = 0,5 \cdot \rho \cdot v(3)^2 = 0,5 \cdot \rho \cdot (1,5 \cdot \bar{v})^2 \quad (2)$$

$$q(3) = 0,5 \cdot 1,25 \cdot (1,5 \cdot 9,4)^2 = 124,26 \text{ Pa}$$

Kde: $q(3)$ tlak větru (Pa)
 ρ hustota vzduchu ($kg \cdot m^{-3}$) (zvoleno dle [4])
 $v(3)$ rychlost nárazu větru jako průměr intervalu 3 sekund [$m \cdot s^{-1}$]
 \bar{v} střední rychlost větru podle Beaufortovy stupnice, jako průměr v intervalu 10 minut ve výšce 10 m nad terénem [$m \cdot s^{-1}$] (voleno dle [4])

4.3 Zatížení od větru

Jedná se o zatížení od větru působící na celkové břemeno ve směru rychlosti větru. Pro další výpočty bude třeba dvou variant tohoto zatížení.

4.3.1 Zatížení od větru pro určení rozjezdových hnacích sil

$$F_{va} = \varepsilon_s \cdot q(3) \cdot c \cdot A_g \quad (3)$$

$$F_{va} = 0,7 \cdot 124,26 \cdot 2,4 \cdot 26 = 5\,427,7 \text{ N}$$

kde: F_{va} zatížení od větru pro určení rozjezdových hnacích sil (N)
 ε_s součinitel obvyklé velikosti pro rozjezdovou sílu (–) (zvoleno dle [4])
 c aerodynamický součinitel pro celkové břemeno ve směru rychlosti větru (–)

4.3.2 Zatížení od větru pro hnací síly během řízeného pohybu

$$F_{vb} = \varepsilon_M \cdot q(3) \cdot c \cdot A_g \quad (4)$$

$$F_{vb} = 0,37 \cdot 124,26 \cdot 2,4 \cdot 26 = 2\,868,9 \text{ N}$$

kde: F_{vb} zatížení od větru pro hnací síly během řízeného pohybu (N)
 ε_M střední součinitel obvyklé velikosti pro hnací sílu (–) (zvoleno dle [4])

5 Zatížení způsobené větrem mimo provoz

V tomto případě se bude pracovat s mnohem většími rychlostmi a tlaky větru, než za provozu. Toto zatížení totiž spadá pod výjimečná a jedná se o bouřlivý vítr nastávající jednou za několik let.

5.1 Charakteristická plocha uvažovaného prvku

Při těchto podmínkách zatěžování větrem mimo provoz by bylo vysoce nebezpečné a nezodpovědné nechat na jeřábové kočce zavěšené břemeno, protože by se snadno rozhoupalo a mohlo by poškodit samotný mostový jeřáb. Bude se tedy uvažovat plocha jeřábové kočky bez břemene.

$$A_r = h \cdot l \quad (4)$$
$$A_r = 0,42 \cdot 2,870 = 1,205 \text{ m}^2$$

kde: A_r obsah čelní plochy rámu jeřábové kočky (m^2)
 h výška rámu jeřábové kočky (m)
 l délka rámu jeřábové kočky v čelním pohledu (m)

Z důvodu nedostatku informací o ploše zdvihového mechanismu a jeho visutých částech bude plocha uvažovaného prvku (tedy kočky) zvolena.

$$A_k = 4 \text{ m}^2$$

kde: A_k charakteristická plocha jeřábové kočky (m^2) (zvoleno)

5.2 Ekvivalentní statická rychlost větru mimo provoz

U tohoto větru se předpokládá, že vane vodorovně, rychlostí zvyšující se s výškou nad úrovní terénu

$$v(z) = f_{rec} \cdot \left[\left(\frac{z}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right] \cdot v_{ref} \quad (5)$$

$$v(z) = 1 \cdot \left[\left(\frac{10}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right] \cdot 24 = 33,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde: $v(z)$ ekvivalentní statická rychlost větru mimo provoz ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) (zvoleno dle [1])
 f_{rec} součinitel závislý na době návratu (—) (zvoleno dle [4], jako varianta větru s dobou návratu 50 let)
 z výška nad úrovní terénu (m) (zvoleno)
 v_{ref} referenční rychlost bouřlivého větru ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) (zvoleno dle [4] v závislosti na různých geografických regionech v Evropě)

5.3 Ekvivalentní statický tlak větru mimo provoz

$$q(z) = 0,5 \cdot \rho \cdot (v(z))^2 \quad (6)$$

$$q(z) = 0,5 \cdot 1,25 \cdot (33,6)^2 = 705,6 \text{ Pa}$$

kde: $q(z)$ ekvivalentní statický tlak větru mimo provoz (Pa)

5.4 Výpočet zatížení od větru mimo provoz

Z důvodu nedostatku informací o zdvihovém mechanismu bude použit stejný aerodynamický součinitel, jako v kapitole větru za provozu.

$$F_{vc} = q(z) \cdot c \cdot A_r \quad (7)$$

$$F_{vc} = 705,6 \cdot 2,5 \cdot 4 = 6\,773,76 \text{ N}$$

kde: F_{vc} zatížení od větru mimo provoz (N)

6 Výpočet pojízďecího ústrojí

Vypočteno dle [1].

6.1 Jízdní odpor

$$T = \frac{g \cdot (Q + m_c)}{1000 \cdot R_k} \cdot (e + f_{\tilde{c}} \cdot r) \cdot \kappa \quad (8)$$

$$T = \frac{9,807 \cdot (32\,000 + 20\,000)}{1000 \cdot 0,2} \cdot (0,7 + 0,015 \cdot 52,5) \cdot 2,5 = 9\,482,14 \text{ N}$$

kde: T jízdní odpor (N)
 g normální tíhové zrychlení ($m \cdot s^{-2}$)
 Q hmotnost břemene (kg)
 m_c hmotnost jeřábové kočky (kg) (zvoleno)
 R_k poloměr pojezdového kola (m) (zvoleno)
 e součinitel valivého tření (mm) (zvoleno dle [1])
 $f_{\tilde{c}}$ součinitel čepového tření (–) (zvoleno dle [1])
 r poloměr čepu (mm) (zvoleno dle [1])
 κ součinitel, zahrnující do výpočtu ostatní odpory (–) (zvoleno dle [1])

6.2 Potřebný výkon hnací jednotky

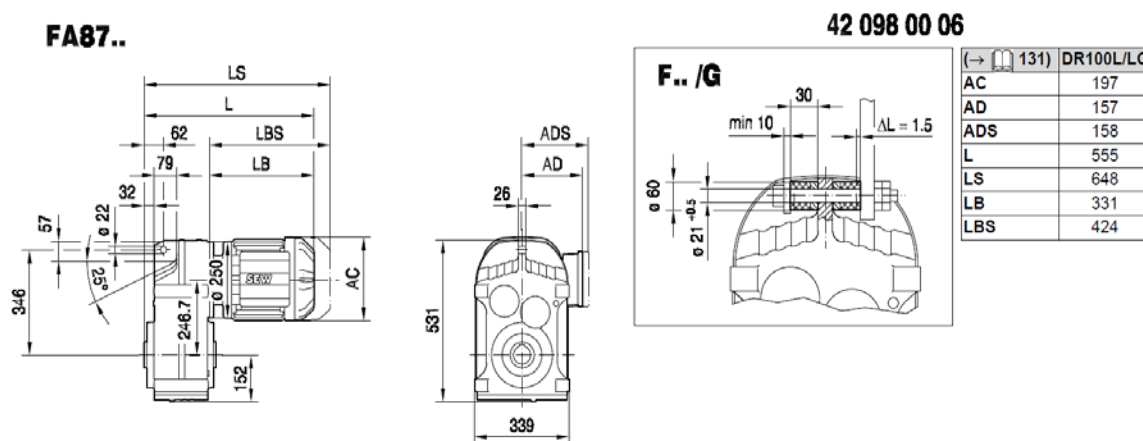
$$P_p = \frac{v_p \cdot (T + F_{vb})}{60 \cdot \eta_c} \quad (9)$$

$$P_p = \frac{25 \cdot (9\,482,14 + 2\,868,9)}{60 \cdot 0,96} = 5\,365\,W$$

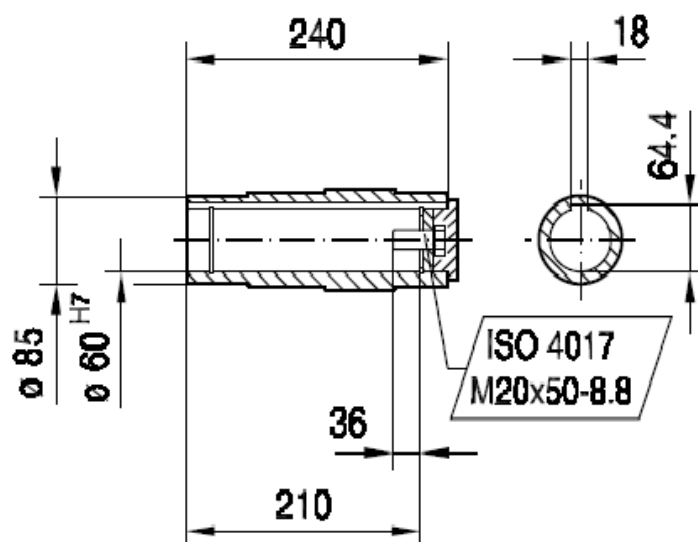
kde: P_p potřebný výkon hnací jednotky (W)
 v_p pojezdová rychlost ($m \cdot min^{-1}$)
 η_c účinnost mechanického převodu ($-$)

7 Volba pohonu

Pro pohon soustavy zvolena dvojice kompaktních pohonných jednotek od firmy SEW EURODRIVE o celkovém výkonu 6 kW, které se skládají z motoru DRE100LC4 HR TH s integrovanou kotoučovou brzdou BE5 a čelní třístupňové převodovky FA87/G s dutou hřídelí s drážkou pro pero. Pohonná jednotka je na hnací hřídel nasunuta pomocí montážní sady doporučené výrobcem a měla by být ošetřena kapalinou NOCO®-Fluid, které zabrání korozi na zalícovaných styčných plochách, čímž se usnadní případná demontáž. Rozběhový moment jednoho motoru dle obr. 3 se vypočítá jako 2,4 násobek nominálního.



Obr.1 Schéma pohonné jednotky (přejato z [7])



Obr.2 Schéma duté hřídele (přejato z [7])

7.1 Parametry motoru

Motor type DRE	P_N kW	M_N Nm	n_N rpm	I_N 400 V A	I_N 380-420 V A	$\cos\varphi$	IE class	$\eta_{50\%}$ %	$\eta_{75\%}$ %	$\eta_{100\%}$ %	I_A/I_N	M_A/M_N M_H/M_N
DRE 80S 4	0.37	2.45	1435	0.87	-	0.77	-	76.5	78.5	78.8	4.9	2.6 2.1
DRE 80M 4	0.75	5	1435	1.68	1.75	0.79	IE2	79.2	81.3	81.0	6.2	2.8 2.1
DRE 90M 4	1.1	7.4	1420	2.45	2.55	0.79	IE2	82.5	83.5	82.4	5.9	2.8 2.3
DRE 90L 4	1.5	10	1430	3.35	3.45	0.77	IE2	83.5	84.7	84.0	6.6	3.2 2.8
DRE 100M 4	2.2	14.7	1425	4.6	4.7	0.80	IE2	86.3	86.7	85.4	6.4	3.3 2.7
DRE 100LC 4	3	19.7	1455	6.2	6.3	0.81	IE2	86.3	87.1	86.3	7.5	2.7 2.4

Obr.3 Parametry motoru první část (přejato z [7])

Motor type DRE	P_N kW	M_N Nm	n_N rpm	m kg	J_{Mot} 10^{-4} kgm ²	BE..	Z_0 BG BGE 1/h	M_B Nm	m_B kg	J_{Mot_BE} 10^{-4} kgm ²
DRE 80S 4	0.37	2.45	1435	11.5	14.9	BE05	3500 9000	5	14.3	16.4
DRE 80M 4	0.75	5	1435	14.3	21.4	BE1	3500 9000	10	17.3	22.9
DRE 90M 4	1.1	7.4	1420	18.4	35.4	BE2	3000 8000	14	23	40.1
DRE 90L 4	1.5	10	1430	21.4	43.7	BE2	3000 8000	20	26	48.4
DRE 100M 4	2.2	14.7	1425	26	56	BE5	- 8000	28	31.9	62
DRE 100LC 4	3	19.7	1455	31.2	89.8	BE5	- 3800	40	37.1	95.8

Obr.4 Parametry motoru druhá část (přejato z [7])

7.2 Parametry převodovky

Použitá čelní třístupňová převodovka FA87/G má převodový poměr 68,4 a dokáže přenést maximální výstupní kroutící moment $3000 \text{ N} \cdot \text{m}$.

7.3 Otáčky pojízďecího kola

$$n_k = \frac{v_p}{2 \cdot \pi \cdot R_k} \quad (10)$$

$$n_k = \frac{25}{2 \cdot \pi \cdot 0,2} = 19,894 \text{ min}^{-1}$$

$$n_k := 21,27 \text{ min}^{-1}$$

Tyto otáčky byly zvoleny dle návrhu převodového motoru.

kde: n_k otáčky pojízďecího kola (min^{-1})
 v_p pojezdová rychlost ($\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$)

7.4 Skutečná pojezdová rychlost

$$v_{ps} = 2 \cdot \pi \cdot R_k \cdot n_k \quad (11)$$

$$v_{ps} = 2 \cdot \pi \cdot 0,2 \cdot 21,27 = 26,73 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,446 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde: v_{ps} skutečná pojezdová rychlost ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

7.5 Celkový převodový poměr

$$i_p = \frac{n_m}{n_k} \quad (12)$$

$$i_p = \frac{1\,455}{21,27} = 68,406$$

$$i_p = 68,4$$

kde: i_p celkový převodový poměr (–)

8 Kontrola pohonu

Kontrola pohonu provedena dle [1].

8.1 Kontrola rozběhového momentu

Vychází se zde z rovnováhy momentů na hřídeli elektromotoru. Rovnice má tvar:

$$M_r = M_{st1} \mp M_{v1} + M_{sp1} + M_{sr1} \quad (13)$$

kde: M_r celkový rozběhový moment ($N \cdot m$)
 M_{st1} moment pasivních odporů, redukováný na hřídel motoru ($N \cdot m$)
 M_{v1} moment větru, red. na hřídel motoru ($N \cdot m$)
Znaménko + platí při působení větru proti pohybu,
znaménko – platí, působí-li vítr ve směru pohybu.
 M_{sp1} setrvačný moment posuvných hmot, red. na hřídel motoru ($N \cdot m$)
 M_{sr1} setrvačný moment rotujících hmot, red. na hřídel motoru ($N \cdot m$)

8.1.1 Moment pasivních odporů

$$M_{st1} = \frac{T \cdot R_k}{i_p \cdot \eta_c} \quad (14)$$

$$M_{st1} = \frac{9\,482,14 \cdot 0,2}{68,4 \cdot 0,96} = 28,88 \, N \cdot m$$

8.1.2 Setrvačná síla posuvných hmot

$$F_{sp1} = \frac{(Q + m_c) \cdot v_{ps}}{t_r} \quad (15)$$

$$F_{sp1} = \frac{(32\,000 + 20\,000) \cdot 0,446}{t_r} = \frac{23\,192}{t_r} \, N$$

Kde: t_r doba rozběhu (s)

8.1.3 Setrvačný moment posuvných hmot

$$M_{sp1} = \frac{F_{sp1} \cdot R_k}{i_p \cdot \eta_c} = \frac{k_1}{t_r} \quad (16)$$

$$M_{sp1} = \frac{\frac{23\,192}{t_r} \cdot 0,2}{68,4 \cdot 0,96} = \frac{70,64}{t_r} N \cdot m$$

$$k_1 = 70,64 N \cdot m \cdot s$$

kde: F_{sp1} setrvačná síla posuvných hmot, pôsobící na obvodě kola (N)
 k_1 pomocná konstanta (–)

8.1.4 Moment setrvačnosti všech rotujících hmot systému

$$J = J_0 \cdot \alpha \quad (17)$$

$$J = 89,8 \cdot 10^{-4} \cdot 1,35 = 12 \cdot 10^{-3} kg \cdot m^2$$

kde: J moment setrvačnosti všech rotujících hmot systému ($kg \cdot m^2$)
 J_0 moment setrvačnosti kotvy elektromotoru ($kg \cdot m^2$) (zvoleno dle [7])
 α koeficient, kterým se do výpočtu zahrnují ostatní rotující hmoty (–)
(zvoleno dle [1])

8.1.5 Úhlové zrychlení hmot na hřídeli elektromotoru

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_r} \quad (18)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1\,455}{60 \cdot t_r} = \frac{152,37}{t_r} rad \cdot s^{-2}$$

kde: ε úhlové zrychlení hmot na hřídeli elektromotoru ($rad \cdot s^{-2}$)
 n_m otáčky motoru (min^{-1})

8.1.6 Setrvačný moment rotujících hmot

$$M_{sr1} = J \cdot \varepsilon = \frac{k_2}{t_r} \quad (19)$$

$$M_{sr1} = 12 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{152,37}{t_r} = \frac{1,83}{t_r} N \cdot m$$

$$k_2 = 1,83 N \cdot m \cdot s$$

kde: k_2 pomocná konstanta (–)

8.1.7 Moment větru

$$M_{v1} = \frac{F_{vA} \cdot R_k}{i_p \cdot \eta_c} \quad (20)$$

$$M_{v1} = \frac{5\,427,7 \cdot 0,2}{68,4 \cdot 0,96} = 16,53 N \cdot m$$

8.1.8 Doba rozběhu při protivětru

Dobu rozběhu vyjádříme z rovnice (). Pro protivítr zvolíme před M_{v1} znaménko +.

$$t_{r1} = \frac{k_1 + k_2}{M_r - M_{st1} - M_{v1}} \quad (21)$$

$$t_{r1} = \frac{k_1 + k_2}{(2 \cdot M_h) - M_{st1} - M_{v1}}$$

$$t_{r1} = \frac{70,64 + 1,83}{(2 \cdot 47,28) - 28,88 - 16,53} = 1,47 s$$

kde: t_{r1} doba rozběhu při protivětru (s)
 M_h rozběhový moment elektromotoru ($N \cdot m$) (zvoleno dle obrázku č. 3)

8.1.9 Doba rozběhu při větru, působícím ve směru pohybu

Při působení větru ve směru pohybu zvolíme před M_{v1} znaménko $-$.

$$t_{r2} = \frac{k_1 + k_2}{M_r - M_{st1} + M_{v1}} \quad (22)$$

$$t_{r2} = \frac{k_1 + k_2}{(2 \cdot M_h) - M_{st1} + M_{v1}}$$

$$t_{r2} = \frac{70,64 + 1,83}{(2 \cdot 47,28) - 28,88 + 16,53} = 0,88 \text{ s}$$

kde: t_{r2} doba rozběhu při větru, působícím ve směru pohybu (s)

8.2 Kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhesní tíze jeřábové kočky

Při této kontrole se vychází z předpokladu, že tažná síla motoru nesmí být větší než tření mezi kolem a kolejnicí při rozjezdu. Platí tedy rovnice:

$$f \cdot \sum K \geq T' \pm F_{va} + F_{sp1} \quad (23)$$

$$f \cdot \sum K \geq T' \pm F_{va} + \frac{(Q + m_c) \cdot v_{ps}}{t_r}$$

Kde: f součinitel tření mezi kolem a kolejnicí u jeřábů na volném prostranství ($-$) (zvoleno dle [1])
 $\sum K$ adhesní tíha jeřábu (N)
 T' jízdní odpor na poháněných kolech (N)

8.2.1 Jízdní odpor na poháněných kolech

$$T' = \frac{m_1 \cdot T}{m} \quad (24)$$

$$T' = \frac{2 \cdot 9\,482,14}{4} = 4\,741,07 \text{ N}$$

Kde: m_1 počet poháněných kol ($-$)
 m celkový počet kol ($-$)

8.2.2 Součet zatížení všech poháněných kol

$$\sum K = \frac{m_1 \cdot (Q + m_c) \cdot g}{m} \quad (25)$$

$$\sum K = \frac{2 \cdot (32\,000 + 20\,000) \cdot 9,807}{4} = 254\,982\,N$$

8.2.3 Minimální doba rozběhu při protivětru

Minimální doba rozběhu bude v případě rovnosti obou stran rovnice (23), kde před F_{va} zvolíme při protivětru znaménko +.

$$f \cdot \sum K = T' + F_{va} + \frac{(Q + m_c) \cdot v_{ps}}{t_{r\,min}} \quad (26)$$

$$t_{r1\,min} = \frac{(Q + m_c) \cdot v_{ps}}{(f \cdot \sum K - T' - F_{va})}$$

$$t_{r1\,min} = \frac{(32\,000 + 20\,000) \cdot 0,446}{(0,12 \cdot 254\,982 - 4741,07 - 5\,427,7)} = 1,135\,s$$

kde: $t_{r1\,min}$ minimální doba rozběhu při protivětru (s)

$$t_{r1} > t_{r1\,min} \quad (27)$$

1,47 > 1,135 s Podmínka splněna.

8.2.4 Minimální doba rozběhu při větru, působícím ve směru pohybu

Při působení větru ve směru pohybu zvolíme před F_{va} znaménko $-$.

$$f \cdot \sum K = T' - F_{va} + \frac{(Q + m_c) \cdot v_{ps}}{t_{r \min}} \quad (28)$$

$$t_{r2 \min} = \frac{(Q + m_c) \cdot v_{ps}}{(f \cdot \sum K - T' + F_{va})}$$

$$t_{r2 \min} = \frac{(32\,000 + 20\,000) \cdot 0,446}{(0,12 \cdot 254\,982 - 4741,07 + 5\,427,7)} = 0,74 \text{ s}$$

kde: $t_{r2 \min}$ minimální doba rozběhu při větru, působícím ve směru pohybu (s)

$$t_{r2} > t_{r2 \min} \quad (29)$$

$0,88 > 0,74 \text{ s}$ Podmínka splněna.

9 Kontrola brzd

Výpočet je stejný, jako u kontroly rozběhového momentu, ale hodnoty momentů se při brzdění liší od těch rozběhových, protože ztráty třením v převodech určující účinnost mechanického převodu (η_c) pomáhají brzdit. Všechny momenty tedy budou v této kapitole označeny indexem 2. Navíc k zabrzdění napomáhá moment pasivních odporů (M_{st2}), rovnice rovnováhy momentů na hřídeli elektromotoru bude mít tedy následující tvar:

$$M_b = M_{sp2} + M_{sr2} \mp M_{v2} - M_{st2} \quad (30)$$

9.1 Parametry brzd

Brzda BE5 je nastavena na dostačující hodnotu brzdného momentu $28 \text{ N} \cdot \text{m}$. Celková hodnota brzdného momentu je potom: $M_b = 56 \text{ N} \cdot \text{m}$

9.1.1 Moment pasivních odporů při brzdění

$$M_{st2} = \frac{T \cdot R_k \cdot \eta_c}{i_p} \quad (31)$$

$$M_{st2} = \frac{9\,482,14 \cdot 0,2 \cdot 0,96}{68,4} = 26,62 \text{ N} \cdot \text{m}$$

9.1.2 Setrvačná síla posuvných hmot při brzdění

$$F_{sp2} = \frac{(Q + m_c) \cdot v_{ps}}{t_b} \quad (32)$$

$$F_{sp2} = \frac{(32\,000 + 20\,000) \cdot 0,446}{t_b} = \frac{23\,192}{t_b} \text{ N}$$

Kde: F_{sp2} setrvačná síla posuvných hmot při brzdění, působící na obvodě kola (N)
 t_b brzdná doba (s)

9.1.3 Setrvačný moment posuvných hmot při brzdění

$$M_{sp2} = \frac{F_{sp2} \cdot \eta_c \cdot R_k}{i_p} = \frac{k_3}{t_b} \quad (33)$$

$$M_{sp2} = \frac{\frac{23\,192}{t_b} \cdot 0,96 \cdot 0,2}{68,4} = \frac{65,1}{t_b} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$k_3 = 65,1 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$$

kde: k_3 pomocná konstanta (–)

9.1.4 Úhlové zrychlení hmot na hřídeli elektromotoru při brzdění

$$\varepsilon_2 = \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_b} \quad (34)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1\,455}{30 \cdot t_b} = \frac{152,37}{t_b} \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

kde: ε_2 úhlové zrychlení hmot na hřídeli elektromotoru při brzdění ($\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$)

9.1.5 Setrvačný moment rotujících hmot při brzdění

$$M_{sr2} = J \cdot \varepsilon_2 = \frac{k_2}{t_b} \quad (35)$$

$$M_{sr2} = 12 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{152,37}{t_b} = \frac{1,83}{t_b} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$k_2 = 1,83 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$$

9.1.6 Moment větru při brzdění

$$M_{v2} = \frac{F_{va} \cdot R_k \cdot \eta_c}{i_p} \quad (36)$$

$$M_{v2} = \frac{5\,427,7 \cdot 0,2 \cdot 0,96}{68,4} = 15,24 \text{ N}$$

9.1.7 Brzdná doba při protivětru

Brzdnou dobu vyjádříme z rovnice (). Pro protivětr, který pomáhá brzdit, zvolíme před M_{v2} znaménko $-$.

$$t_{b1} = \frac{k_3 + k_2}{M_b + M_{st2} + M_{v2}} \quad (37)$$

$$t_{b1} = \frac{65,1 + 1,83}{56 + 26,62 + 15,24} = 0,68 \text{ s}$$

kde: t_{b1} brzdná doba při protivětru (s)

9.1.8 Brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu

Při působení větru ve směru pohybu zvolíme před M_{v1} znaménko $+$.

$$t_{b2} = \frac{k_3 + k_2}{M_b + M_{st2} - M_{v2}} \quad (38)$$

$$t_{b2} = \frac{68,7 + 1,83}{56 + 26,62 - 15,24} = 0,99 \text{ s}$$

$$t_{b2} = 0,99 \text{ s}$$

kde: t_{b2} brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu (s)

9.2 Kontrola na blokování

Vychází se zde ze stejné rovnice, jako u kontroly tažné síly motoru vzhledem k adhezní tíže jeřábu. Jízdní odpor na pojížděcích kolech, která nejsou bržděna (T''), pomáhá brzdit. Rovnice má tedy tvar:

$$f \cdot \sum K \geq F_{sp2} - T'' \pm F_{vA} \quad (39)$$

$$f \cdot \sum K \geq \frac{(Q + m_c) \cdot v_{ps}}{t_b} - T'' \pm F_{vA}$$

kde: T'' jízdní odpor na pojížděcích kolech, která nejsou bržděna (N)
(má stejnou hodnotu, jako T')

9.2.1 Minimální brzdná doba při protivětru

Minimální brzdná doba bude v mezním případě, kdy se obě strany rovnice (39) rovnají. Při protivětru zvolíme před F_{vA} znaménko +.

$$f \cdot \sum K = F_{sp2} - T'' + F_{vA} \quad (40)$$

$$t_{b1 \min} = \frac{(Q + m_c) \cdot v_{ps}}{(f \cdot \sum K + T'' + F_{vA})}$$

$$t_{b1 \min} = \frac{(32\,000 + 20\,000) \cdot 0,446}{(0,12 \cdot 254\,982 + 4\,741,07 + 5\,427,7)} = 0,569 \text{ s}$$

kde: $t_{b1 \min}$ minimální brzdná doba při protivětru (s)

9.2.2 Minimální brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu

Při působení větru ve směru pohybu zvolíme před F_{vA} znaménko $-$.

$$f \cdot \sum K = F_{sp2} - T'' - F_{vA} \quad (41)$$

$$t_{b2 \min} = \frac{(Q + m_c) \cdot v_{ps}}{(f \cdot \sum K + T'' - F_{vA})}$$

$$t_{b2 \min} = \frac{(32\,000 + 20\,000) \cdot 0,446}{(0,12 \cdot 254\,982 + 4\,741,07 - 5\,427,7)} = 0,775 \text{ s}$$

kde: $t_{b2 \min}$ minimální brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu (s)

9.2.3 Maximální brzdná dráha

Je to brzdná dráha, na které se jeřábová kočka zastaví vlivem pasivních odporů, popřípadě působením větru. Určíme ji z rovnosti kinetické energie pohyblivých hmot soustavy a mechanické práce brzdných sil. Pro jednodušší výpočet lze brát energii rotujících hmot jako 15% energie posouvajících se hmot, což je ve výpočtu vyjádřeno součinitelem 1,15.

$$1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot (Q + m_c) \cdot v_{ps}^2 = (T \pm F_{va}) \cdot S_{max} \quad (42)$$

kde: S_{max} maximální brzdná dráha (m)

9.2.4 Maximální brzdná dráha při protivětru

Pro protivětr zvolíme v rovnici (42) před F_{va} znaménko $+$.

$$S_{1 \max} = \frac{1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot (Q + m_c) \cdot v_{ps}^2}{(T + F_{vA})} \quad (43)$$

$$S_{1 \max} = \frac{1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot (32\,000 + 20\,000) \cdot 0,446^2}{(9\,482,14 + 5\,427,7)} = 0,3989 \text{ m}$$

$$S_{1 \max} = 0,4 \text{ m}$$

kde: $S_{1 \max}$ maximální brzdná dráha při protivětru (m)

9.2.5 Maximální brzdňá dráha při větru, působícím ve směru pohybu

Pro vítr, působ. ve směru pohybu zvolíme v rovnici před F_{va} znaménko $-$.

$$S_{2\max} = \frac{1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot (Q + m_c) \cdot v_{ps}^2}{(T - F_{va})} \quad (44)$$
$$S_{2\max} = \frac{1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot (32\,000 + 20\,000) \cdot 0,446^2}{(9\,482,14 - 5\,427,7)} = 1,4669\,m$$

$$S_{2\max} = 1,47\,m$$

kde: $S_{2\max}$ maximální brzdňá dráha při větru, působícím ve směru pohybu (m)

9.2.6 Maximální brzdňá doba při protivětru

Vychází se zde z předpokladu, že zpoždění při brzdění bude konstantní a průběh rychlosti lineární. S_{\max} se pak rovná ploše trojúhelníka o výšce v_{ps} a délce $t_{b\max}$. Odtud vyjádříme brzdňou dobu pro zastavení vlivem pasivních odporů a větru $t_{b\max}$. Ta nám v porovnání s brzdňou dobou určí, potřebujeme-li brzdu.

$$t_{b1\max} = \frac{2 \cdot S_{1\max}}{v_{ps}} \quad (45)$$
$$t_{b1\max} = \frac{2 \cdot 0,39}{0,44} = 1,77\,s$$

kde: $t_{b1\max}$ maximální brzdňá doba při protivětru (s)

$$t_{b1\max} > t_{b1} > t_{b1\min} \quad (46)$$

$1,77 > 0,68 > 0,569\,s$ Podmínka splněna.

9.2.7 Maximální brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu

$$t_{b2 \max} = \frac{2 \cdot S_{2 \max}}{v_{ps}} \quad (47)$$

$$t_{b2 \max} = \frac{2 \cdot 1,42}{0,44} = 6,45 \text{ s}$$

kde: $t_{b2 \max}$ maximální brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu (s)

$$t_{b1 \max} > t_{b1} > t_{b1 \min} \quad (48)$$

$6,45 > 0,99 > 0,775 \text{ s}$ Podmínka splněna.

9.2.8 Součet zatížení na brzděných kolech bez břemene

$$\sum K' = \frac{m_1 \cdot m_c \cdot g}{m} \quad (49)$$

$$\sum K' = \frac{2 \cdot 20\,000 \cdot 9,807}{4} = 98\,100 \text{ N}$$

Kde: $\sum K'$ součet zatížení na brzděných kolech bez břemene (N)

9.3 Kontrola zabrzdění kočky mimo provoz

Ještě je třeba zkontrolovat, dokáže-li jeřábová kočka odolat rozjetí vlivem větrných sil mimo provoz. Integrované brzdy jsou mimo provoz v zabrzděném stavu a proti větrným silám tedy působí třecí síla na brzděných kolech.

$$F_{vc} < f \cdot \sum K' \quad (50)$$

$$6\,773,76 < 0,12 \cdot 98\,100$$

$$6\,773,76 \text{ N} < 11\,772 \text{ N}$$

Jeřábová kočka se v našich meteorologických podmínkách vlivem větru mimo provoz nerozjede.

10 Kontrola pojízďecího kola

Výpočet proveden dle normy DIN 15070 FEM 1.001, jež je doporučena pro výpočet výrobcem pojezdového kola a je obsažena v katalogu KARL GEORG [6].

10.1 Síla na kolo

Při výpočtu předpokládám rovnoměrné rozložení břemene na všechna 4 kola.

Toto ovšem nevím jistě, z důvodu nedostatku informací o rozložení váhy zdvihového mechanismu. V praxi také můžou nastat případy přetížení jednoho z kol v důsledku změny těžiště při kombinované akceleraci mostového jeřábu a kočky. Nosnost kola bude tedy navržena vzhledem k těmto skutečnostem a rozměrové řadě kol s určitou rezervou vzhledem k ekvivalentní síle na jedno kolo.

$$R = \frac{g \cdot (Q + m_c)}{4} \quad (51)$$
$$R = \frac{9,807 \cdot (32\,000 + 20\,000)}{4} = 127\,491\,N$$

kde: R síla na kolo (N)

10.2 Minimální průměr kola

$$d_m \geq \frac{R}{p_{zul} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot (k - 2 \cdot r_1)} \quad (52)$$
$$d_m \geq \frac{127\,491}{7 \cdot 1,06 \cdot 1,12 \cdot (53)} \geq 289,46\,mm$$

$$d_m = 400\,mm$$

kde: d_m minimální průměr kola (mm)
 p_{zul} přípustný tlak mezi kolem a kolejnicí (MPa)
 c_2 rychlostní koeficient (–) (zvoleno dle [6])
 c_3 koeficient operačního času (–) (zvoleno dle [6])
 $(k - 2 \cdot r_1)$ účinná šířka kolejnice (mm), přičemž k je celk. šířka a r_1 je zaoblení hrany kolejnice

10.3 Kontrola únosnosti kola

$$R \leq R_o \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \quad (53)$$

$$127\,491 \leq 119\,000 \cdot 1,25 \cdot 1,06 \cdot 1,12$$

$$127\,491\,N \leq 176\,596\,N \quad \text{zvolené kolo vyhovuje podmínce}$$

Pravá strana rovnice vyjadřuje únosnost kola

Kde: c_1 materiálový koeficient (–)
 R_o charakteristická síla na kolo (N)

11 Zatížení způsobená příčením

Zatížení od příčení se vyskytují na vodících prostředcích kočky, jimiž jsou v našem případě nákolky. Zatížení jsou vyvolána reakcemi nákolků s kolejnicí, které vychylují kola z volného odvalování v přirozeném směru příčného pojezdu. Jejich četnost určuje, uvažují-li se jako zatížení občasná, nebo pravidelná. Předpokládá se, že jeřábová kočka pojíždí konstantní rychlostí, bez zařízení proti příčení/křížení. Výpočet provedel dle [4].

11.1 Úhel příčení od vůle ve vedení

$$\alpha_g = \frac{S_g}{w_b}$$
$$\alpha_g = \frac{0,0125}{2,5} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$
(54)

kde: α_g část úhlu příčení od vůle ve vedení (*rad*)
 S_g vůle ve vedení (*m*)
 w_b vzdálenost mezi vodícími prostředky (*m*) (rozvor)

11.2 Úhel příčení od opotřebení

$$\alpha_w = 0,1 \cdot \left(\frac{b_h}{w_b} \right)$$
$$\alpha_w = 0,1 \cdot \left(\frac{0,065}{2,5} \right) = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$
(55)

kde: α_w část úhlu příčení od opotřebení (*rad*)
 b_h šířka hlavy kolejnice (*m*)

11.3 Celkový úhel příčení

$$\alpha = \alpha_g + \alpha_w + \alpha_t$$
$$\alpha = 5 \cdot 10^{-3} + 2,6 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-3} = 8,6 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$
(56)

kde: α úhel příčení (*rad*)
 α_t část úhlu příčení od úchylek a tolerance (*rad*)

Úhel příčení α nemá přesáhnout $15 \cdot 10^{-3}$ rad. Podmínka splněna.

11.4 Součinitel tření odvalujícího se kola

$$f_k = 0,3[1 - e^{-250 \cdot \alpha}] \quad (57)$$

$$f_k = 0,3[1 - e^{-250 \cdot 8,6 \cdot 10^{-6}}] = 0,265$$

kde: f_k součinitel tření odvalujícího se kola (–)

11.5 Součinitel přičení

$$v_1 = \frac{\mu}{n} \quad (58)$$

$$v_1 = \frac{0,5}{2} = 0,25$$

kde: v_1 součinitel přičení (–)
 μ poměrná část rozpětí (–) (zvoleno pro rovnoměrné rozložení váhy zdvihu)
 n počet kol na každé straně kočky (–)

11.6 Axiální síla na kolo

$$F_y = v_1 \cdot f_k \cdot (Q + m_c) \cdot g \quad (59)$$

$$F_y = 0,25 \cdot 0,265 \cdot (32\,000 + 20\,000) \cdot 9,801 = 33\,765,445$$

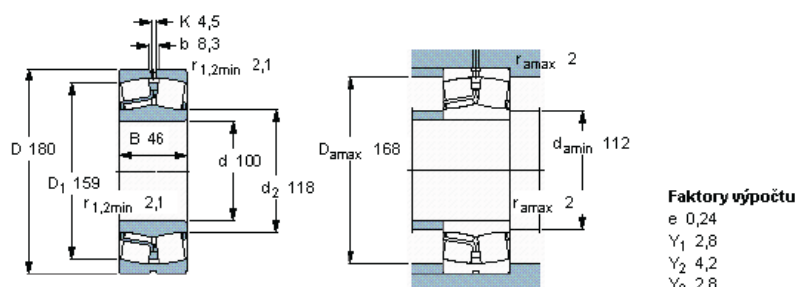
$$F_y = 33\,765,45\,N$$

kde: F_y axiální síla na kolo vzniklá z rovnováhy sil při přičení (N)

12 Kontrola ložiska

V kolečkovém setu s rohovým supportem jsou použita 2 dvouřadá soudečková ložiska od firmy SKF s označením 22220 E. Tato ložiska dokážou vyrovnat případné nesouososti hřídele vzhledem k rohovému supportu a mimo velké radiální zatížení mohou přenášet i vysoké axiální zatížení v obou směrech.

Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Hodnoty rychlosti		Označení
d	D	B	C	dynamické	statické	Referenční rychlost	Omezující rychlost
mm			kN		C0	r/min	
100	180	46	425		490	3400	4500
							** ložisko SKF Explorer
							22220 E *



obr.5 Parametry ložiska 22220E* od firmy SKF

12.1 Radiální zatížení

$$F_r = \frac{(Q + m_c) \cdot g}{8} \quad (60)$$

$$F_r = \frac{(32\,000 + 20\,000) \cdot 9,807}{8} = 63\,745,5 \text{ N}$$

kde: F_r radiální zatížení působící na ložisko (N)

12.2 Axiální zatížení

$$F_{ax} = \frac{F_y}{2} \quad (61)$$

$$F_{ax} = \frac{33\,765,45}{2} = 16\,882,725$$

$$F_{ax} = 16\,882,73 \text{ N}$$

kde: F_{ax} axiální zatížení (N)

12.3 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_{ax} \quad (62)$$

$$P = 0,67 \cdot 63\,745,5 + 4,2 \cdot 16\,882,73 = 113\,616,351$$

$$P = 113\,616,35\,N$$

kde: P ekvivalentní dynamické zatížení ložiska (N)
 Y_2 faktor výpočtu (–) (zvoleno dle [9] viz obr.)

Ložisko vydrží dynamické zatížení $425\,kN$ (viz obr. 5).

12.4 Životnost ložiska

Výpočet životnosti ložiska proveden pomocí podpůrného programu SKF Bearing Calculator a výsledky jsou v příloze [1]. Byly otestovány provozní teploty $-10\,^{\circ}C$, $0\,^{\circ}C$, $10\,^{\circ}C$ a $20\,^{\circ}C$. Ve všech případech vyšla životnost ložiska mnohonásobně vyšší, než požadovaná životnost mechanismu.

13 Kontrola pera

Dutá hřídel převodovky Fa87 od firmy SEW EURODRIVE o průměru $60\,mm$ má po celé délce drážku pro standardní těsné pero ČSN 02 2562 – 18e7x11. Délka pera zvolena dle výrobce $L = 140\,mm$. Pero je vyrobeno z oceli 11 600 podle ČSN 02 2507 a bude zkontrolováno na otláčení. Dovolené napětí pro výpočet na otláčení zvoleno $P_{dov} = 100\,MPa$ dle [2].

13.1 Výstupní kroutící moment

$$M_k = \frac{P_n \cdot \eta_c}{2 \cdot \pi \cdot n_k} \quad (62)$$

$$M_k = \frac{3\,000 \cdot 0,96}{2 \cdot \pi \cdot 0,355} = 1\,291,172$$

$$M_k = \frac{3\,000 \cdot 0,96}{2 \cdot \pi \cdot 0,355} = 1\,291,17\,N \cdot m$$

kde: M_k výstupní kroutící moment ($N \cdot m$)
 P_n výkon hnacího elektromotoru (W)

13.2 Střižná síla na pero

$$F_s = \frac{2 \cdot M_k}{D_h} \quad (63)$$

$$F_s = \frac{2 \cdot 1\,291,17}{0,06} = 43\,039\,N$$

kde: F_s střižná síla působící na pero (N)
 D_h průměr koncovky hnací hřídele (m)

13.3 Otláčení pera

$$P_o = \frac{F_s}{(L - B) \cdot t_n} \quad (64)$$

$$P_o = \frac{43\,039}{(140 - 18) \cdot 4,4} = 80,2\,MPa$$

kde: P_o otláčení pera (MPa)
 L délka pera (mm)
 B šířka pera (mm)
 t_n šířka pera v náboji (mm)

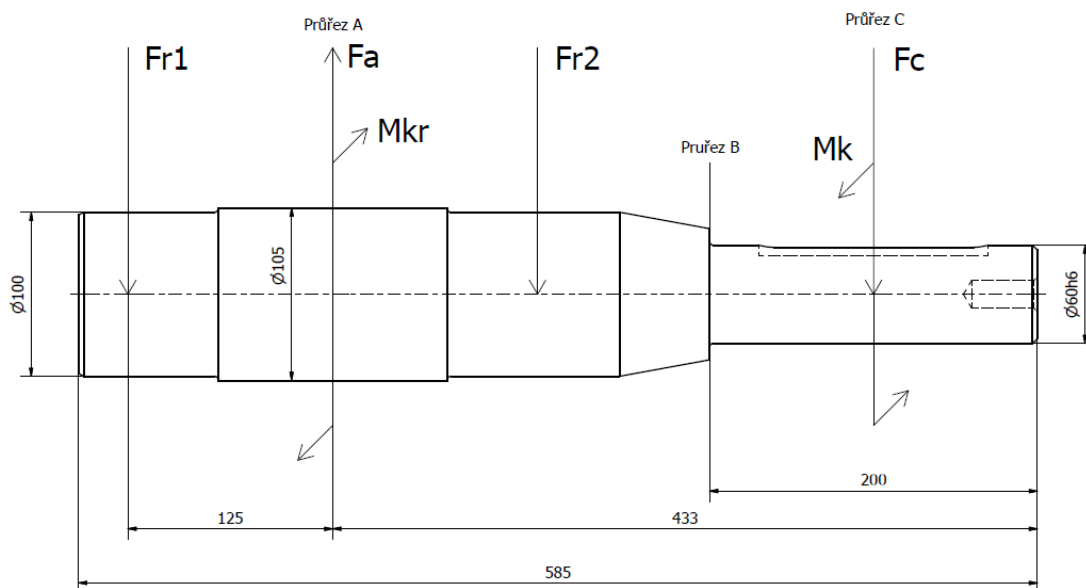
$$P_o < P_{dov} \quad (65)$$

$$80,2 < 100\,MPa$$

Toto pero vyhovuje podmínce na otláčení

14 Kontrola hřídele

Výsledné vnitřní účinky hnací hřídele vypočteny pomocí programu Autodesk Inventor – funkce Design accelerator viz příloha [2]. Hnaná hřídel je výrazně kratší a oproti hnací hřídeli, ale má stejné průměry, jako levý konec hnací hřídele, zasazený do kolečkového setu a není namáhána krutem, ani tíhovou silou motoru. Není tedy nutné ji kontrolovat, protože prokáže-li se hnací hřídel jako bezpečná, hnaná hřídel bude mít větší bezpečnosti. Výpočet hřídele proveden dle literatury [2].



Obr. Y Schéma zatížení hřídele

14.1 Kontrola statické bezpečnosti

Statická bezpečnost bude zkontrolována v místě největšího ohybového momentu $\sigma_{o \max}$ (průřez A)

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{o \max})^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_k)^2} \quad (66)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(71,24)^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot (-5,68))^2} = 71,91 \text{ MPa}$$

kde: σ_{red} redukované napětí (MPa)
 $\sigma_{o \max}$ maximální ohybové napětí (MPa) (viz příloha [2])
 α_0 opravný součinitel (–) (zvoleno dle [2])
 τ_k maximální smykové napětí (MPa) (viz příloha [2])

14.1.1 Bezpečnost proti trvalým deformacím

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (67)$$

$$k_s = \frac{650}{71,91} = 9,04$$

kde: k_s bezpečnost proti trvalým deformacím (–)
 R_e mez pružnosti hnací hřídele (MPa) (zvoleno dle [11])

14.2 Kontrola dynamické bezpečnosti

Hřídel je namáhána střídavým ohybem a míjivým krutem. Budou skontroována 3 nebezpečná místa (průřezy A,B,C).

14.2.1 Únavové pevnosti materiálu hřídele

$$\sigma_{co} = 0,43 \cdot R_m \quad (68)$$

$$\sigma_{co} = 0,43 \cdot 1000 = 430 \text{ MPa}$$

kde: σ_{co} únavová pevnost materiálu v ohybu (MPa)
 R_m mez pevnosti materiálu hřídele (MPa)

$$\tau_{ck} = 0,25 \cdot R_{mh}$$

$$\tau_{ck} = 0,25 \cdot 1000 = 250 \text{ MPa}$$

kde: τ_{ck} únavová pevnost materiálu hřídele v krutu (MPa)

14.2.2 Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_{\sigma A} = \frac{\sigma_{co}}{\frac{\beta_{\sigma A}}{v_{\sigma A} \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_{oA}}$$

$$k_{\sigma A} = \frac{430}{\frac{1}{0,635 \cdot 0,85} \cdot 71,24} = 3,26$$

kde: $k_{\sigma A}$ dynamická bezpečnost v ohybu pro pružez A (B,C) (–)
 $\beta_{\sigma A}$ vrubový součinitel pro ohyb průřez A (B,C) (–) (zvoleno dle [2])
 $v_{\sigma A}$ součinitel velikosti pro ohyb průřez A (B,C) (–) (zvoleno dle [2])
 ε_p součinitel jakosti povrchu (–) (zvoleno dle [2])
 σ_{oA} ohybové napětí pro průřez A (B,C) (MPa) (viz příloha [2])

$$k_{\sigma B} = \frac{\sigma_{co}}{\frac{\beta_{\sigma B}}{v_{\sigma B} \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_{oB}}$$

$$k_{\sigma B} = \frac{430}{\frac{2,05}{0,69 \cdot 0,85} \cdot 6} = 20,5$$

$$k_{\sigma C} = \frac{\sigma_{co}}{\frac{\beta_{\sigma C}}{v_{\sigma C} \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_{oC}}$$

$$k_{\sigma C} = \frac{430}{\frac{1,77}{0,69 \cdot 0,85} \cdot 0,05} = 2\,849,7$$

14.2.3 Dynamická bezpečnost v krutu

$$k_{\tau A} = \frac{\tau_{ck}}{\frac{\beta_{\tau A}}{v_{\tau A} \cdot \varepsilon_p} \cdot \frac{\tau_{kA}}{2} + \psi_{\tau} \cdot \frac{\tau_{kA}}{2}}$$

$$k_{\tau A} = \frac{250}{\frac{1}{0,715 \cdot 0,85} \cdot \frac{5,85}{2} + 0,08 \cdot \frac{5,85}{2}} = 49,54$$

kde: $k_{\tau A}$ dynamická bezpečnost v krutu pro průřez A (B,C) (–)
 $\beta_{\tau A}$ vrubový součinitel pro krut průřez A (B,C) (–) (zvoleno dle [2])
 $v_{\tau A}$ součinitel velikosti pro krut průřez A (B,C) (–) (zvoleno dle [2])
 ψ_{τ} součinitel charakterizující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu (–)
 (zvoleno dle [2])
 τ_{kA} kroutící napětí pro průřez A (B,C) (MPa) (viz příloha [2])

$$k_{\tau B} = \frac{\tau_{ck}}{\frac{\beta_{\tau B}}{v_{\tau B} \cdot \varepsilon_p} \cdot \frac{\tau_{kB}}{2} + \psi_{\tau} \cdot \frac{\tau_{kB}}{2}}$$

$$k_{\tau B} = \frac{250}{\frac{1,33}{0,76 \cdot 0,85} \cdot \frac{30,44}{2} + 0,08 \cdot \frac{30,44}{2}} = 7,68$$

$$k_{\tau C} = \frac{\tau_{ck}}{\frac{\beta_{\tau C}}{v_{\tau C} \cdot \varepsilon_p} \cdot \frac{\tau_{kC}}{2} + \psi_{\tau} \cdot \frac{\tau_{kC}}{2}}$$

$$k_{\tau C} = \frac{250}{\frac{2,22}{0,76 \cdot 0,85} \cdot \frac{30,44}{2} + 0,08 \cdot \frac{30,44}{2}} = 4,67$$

14.2.4 Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_{dynA} = \frac{k_{\sigma A} \cdot k_{\tau A}}{\sqrt{k_{\sigma A}^2 + k_{\tau A}^2}}$$

$$k_{dynA} = \frac{3,26 \cdot 49,54}{\sqrt{3,26^2 + 49,54^2}} = 3,25$$

kde: k_{dynA} výsledná dynamická bezpečnost pro pozici A (B,C) (–)

$$k_{dynB} = \frac{k_{\sigma B} \cdot k_{\tau B}}{\sqrt{k_{\sigma B}^2 + k_{\tau B}^2}}$$

$$k_{dynB} = \frac{20,5 \cdot 7,68}{\sqrt{20,5^2 + 7,68^2}} = 7,19$$

$$k_{dynC} = \frac{k_{\sigma C} \cdot k_{\tau C}}{\sqrt{k_{\sigma C}^2 + k_{\tau C}^2}}$$

$$k_{dynC} = \frac{2\,849,7 \cdot 4,67}{\sqrt{2\,849,7^2 + 4,67^2}} = 4,67$$

Dle [2] musí být výsledná dynamická bezpečnost větší, nebo rovna 1,5. Podmínka splněna pro všechny nebezpečné průřezy.

15 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo dle zadaných parametrů navrhnout a zkontrolovat pojezdový mechanismus jeřábové kočky. Podle stanovených provozních podmínek byla vytvořena koncepce a podle vstupních parametrů byl stanoven potřebný výkon pohonné jednotky a otáčky pojíždějícího kola. Dále pak bylo vypočteno, s jakými povětrnostními podmínkami se kočka bude potýkat za provozu i mimo něj.

Díky těmto parametrům byla pro pohon pojezdového mechanismu zvolena dvojice trojfázových asynchronních motorů DRE 100LC4 s integrovanou kotoučovou brzdou BE 5 v kombinaci s třístupňovou čelní převodovkou FA 87/G. Byla provedena kontrola rozběhových a brzdných momentů pro zjištění příslušných dob rozběhu/brzdění v kombinaci s působením větru a také kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhezní tíze jeřábu a kontrola na blokování, aby se zjistilo, nedojde-li při volbě tohoto pohonu k prokluzu při rozjezdu/brzdění a navíc ještě kontrola rozjetí zabrzděné kočky mimo provoz vlivem bouřlivého větru.

Jako koncovky nosníků při návrhu rámu kočky byly použity kolečkové sety s rohovými supporty TGL 34968 od německé firmy KARL GEORG s dlouhouletou působností v oboru výroby jeřábových kol, které jsou uchyceny na dosedacích plochách nosníků rámu kočky. Rám se skládá ze svařované konstrukce, tvořené dvěma identickými nosníky a příčníky z oceli 355J2+N, ze svařovaných plechů tloušťky 10 mm (desky) a 8 mm (stěny, žebra), pro jejichž svaření je použito hlavně koutových svarů. Rám je navržen tak, aby bylo dosaženo potřebné tuhosti a únosnosti, ale jeho pevnostní výpočet nebyl z důvodu velké náročnosti výpočtu proveden.

Byly vypočteny příčící síly, vznikající reakcí kolejnice s nákolky a následně zkontrolovány komponenty kolečkového setu na příslušné podmínky a bezpečnosti. Byla zkontrolována únosnost použitého kola B 400x90, u dvouřadého soudečkového ložiska 22220E, které je použito v kolečkovém setu byla zkontrolována životnost v různých teplotních podmínkách pomocí aplikace SKF Bearing Calculator a těsné pero ČSN 02 2562 – 18e7x11x140 použité pro přenos kroutícího momentu z převodovky na hnací hřídel bylo zkontrolováno na otláčení.

Na závěr byly pomocí programu Autodesk Inventor vypočteny výsledné vnitřní účinky hnací hřídele a ta byla následně zkontrolována na statickou bezpečnost vůči trvalým deformacím a celkovou dynamickou bezpečnost v nebezpečných průřezích.

Všechny provedené kontroly a výpočty byly provedeny úspěšně a navržené části tedy vyhovují vstupním parametrům a uvažovanému provozu.

Seznam použitých zkratek a symbolů

A_g	průmět celkového břemena do kolmé roviny na směr rychlosti větru	(mm)
A_k	charakteristická plocha jeřábové kočky	(m ²)
A_r	obsah čelní plochy rámu jeřábové kočky	(m ²)
B	šířka pera	(mm)
b_h	šířka hlavy kolejnice	(m)
C	aerodynamický součinitel pro celkové břemeno ve směru rychlosti větru	(–)
c_1	materiálový koeficient	(–)
c_2	rychlostní koeficient	(–)
c_3	koeficient operačního času	(–)
D_h	průměr koncovky hnací hřídele	(m)
d_m	minimální průměr kola	(mm)
e	součinitel valivého tření	(mm)
F_{ax}	axiální zatížení	(N)
F_r	radiální zatížení působící na ložisko	(N)
F_{sp1}	setrvačná síla posuvných hmot, působící na obvodě kola	(N)
F_{sp2}	setrvačná síla posuvných hmot při brzdění, působící na obvodě kola	(N)
F_s	střížná síla působící na pero	(N)
F_{va}	zatížení od větru pro určení rozjezdových hnacích sil	(N)
F_{vb}	zatížení od větru pro hnací síly během řízeného pohybu	(N)
F_{vc}	zatížení od větru mimo provoz	(N)
F_y	axiální síla na kolo vzniklá z rovnováhy sil při přičení	(N)
f	součinitel tření mezi kolem a kolejnicí u jeřábů na volném prostranství	(–)
$f_{\check{c}}$	součinitel čepového tření	(–)
f_k	součinitel tření odvalujícího se kola	(–)
f_{rec}	součinitel závislý na době návratu	(–)
g	normální tíhové zrychlení	(m · s ⁻²)
h	výška rámu jeřábové kočky	(mm)
i_p	celkový převodový poměr	(–)
J	moment setrvačnosti všech rotujících hmot systému	(kg · m ²)
J_0	moment setrvačnosti kotvy elektromotoru	(kg · m ²)
k_1	pomocná konstanta	(–)
k_2	pomocná konstanta	(–)
k_3	pomocná konstanta	(–)
k_{dynA}	výsledná dynamická bezpečnost pro pozici A (B,C)	(–)
k_s	bezpečnost proti trvalým deformacím	(–)
$k_{\sigma A}$	dynamická bezpečnost v ohybu pro pružez A (B,C)	(–)
$k_{\tau A}$	dynamická bezpečnost v krutu pro průřez A (B,C)	(–)

$(k - 2 \cdot r_1)$	účinná šířka kolejnice, kde k je celk. šířka a r_1 zaoblení hrany kolejnice	(mm)
L	délka pera	(mm)
l	délka rámu jeřábové kočky v čelním pohledu	(mm)
M_b	celkový brzdňý moment	$(N \cdot m)$
M_h	rozběhový moment elektromotoru	$(N \cdot m)$
M_k	výstupní kroutící moment	$(N \cdot m)$
M_r	celkový rozběhový moment	$(N \cdot m)$
M_{sp1}	setrvačný moment posuvných hmot, red. na hřídel motoru	$(N \cdot m)$
M_{sp2}	setrvačný moment posuvných hmot, red. na hřídel motoru při brzdění	$(N \cdot m)$
M_{sr1}	setrvačný moment rotujících hmot, red. na hřídel motoru	$(N \cdot m)$
M_{sr2}	setrvačný moment rotujících hmot, red. na hřídel motoru při brzdění	$(N \cdot m)$
M_{st1}	moment pasivních odporů, redukováný na hřídel motoru	$(N \cdot m)$
M_{st2}	moment pasivních odporů, redukováný na hřídel motoru při brzdění	$(N \cdot m)$
M_{v1}	moment větru, red. na hřídel motoru	$(N \cdot m)$
M_{v2}	moment větru, red. na hřídel motoru při brzdění	$(N \cdot m)$
m	celkový počet kol	$(-)$
m_1	počet poháněných kol	$(-)$
m_c	hmotnost jeřábové kočky	(kg)
m_h	hmotnost celkového břemene	(kg)
n	počet kol na každé straně kočky	$(-)$
n_k	otáčky pojezdového kola	(min^{-1})
n_m	otáčky motoru	(min^{-1})
P	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	(N)
P_n	výkon hnacího elektromotoru	(W)
P_o	otlačení pera	(MPa)
P_p	potřebný výkon hnací jednotky	(W)
p_{zul}	přípustný tlak mezi kolem a kolejnicí	(MPa)
Q	hmotnost břemene	(kg)
$q(3)$	tlak větru	(Pa)
$q(z)$	ekvivalentní statický tlak větru mimo provoz	(Pa)
R	síla na kolo	(N)
R_e	mez pružnosti hnací hřídele	(MPa)
R_o	charakteristická síla na kolo	(N)
R_k	poloměr pojezdového kola	(m)
r	poloměr čepu	(mm)
S_g	vůle ve vedení	(m)
S_{max}	maximální brzdňá dráha	(m)
S_{1max}	maximální brzdňá dráha při protivětru	(m)
S_{2max}	maximální brzdňá dráha při větru, působícím ve směru pohybu	(m)

T	jízdní odpor	(N)
T'	jízdní odpor na poháněných kolech	(N)
T''	jízdní odpor na pojízďecích kolech, která nejsou brzděna	(N)
t_b	brzdná doba	(s)
t_{b1}	brzdná doba při protivětru	(s)
$t_{b1\ max}$	maximální brzdná doba při protivětru	(s)
$t_{b1\ min}$	minimální brzdná doba při protivětru	(s)
t_{b2}	brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu	(s)
$t_{b2\ max}$	maximální brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu	(s)
$t_{b2\ min}$	minimální brzdná doba při větru, působícím ve směru pohybu	(s)
t_n	šířka pera v náboji	(mm)
t_r	doba rozběhu	(s)
t_{r1}	doba rozběhu při protivětru	(s)
$t_{r1\ min}$	minimální doba rozběhu při protivětru	(s)
t_{r2}	doba rozběhu při větru, působícím ve směru pohybu	(s)
$t_{r2\ min}$	minimální doba rozběhu při větru, působícím ve směru pohybu	(s)
Y_2	faktor výpočtu	($-$)
v_1	součinitel přičení	($-$)
$v(3)$	rychlost nárazu větru jako průměr intervalu 3 sekund	($m \cdot s^{-1}$)
v_p	pojezdová rychlost	($m \cdot min^{-1}$)
v_{ps}	skutečná pojezdová rychlost	($m \cdot s^{-1}$)
v_{ref}	referenční rychlost bouřlivého větru	($m \cdot s^{-1}$)
$v(z)$	ekvivalentní statická rychlost větru mimo provoz	($m \cdot s^{-1}$)
$v_{\sigma A}$	součinitel velikosti pro ohyb průřez A (B,C)	($-$)
$v_{\tau A}$	součinitel velikosti pro krut průřez A (B,C)	($-$)
\bar{v}	střední rychlost větru podle Beaufortovy stupnice	($m \cdot s^{-1}$)
W_b	vzdálenost mezi vodícími prostředky	(m)
z	výška nad úrovní terénu	(m)
α	úhel přičení	(rad)
α'	koeficient, kterým se do výpočtu zahrnují ostatní rotující hmoty	($-$)
α_0	opravný součinitel	($-$)
α_g	část úhlu přičení od vůle ve vedení	(rad)
α_t	část úhlu přičení od úchylek a tolerance	(rad)
α_w	část úhlu přičení od opotřebení	(rad)
$\beta_{\sigma A}$	vrubový součinitel pro ohyb průřez A (B,C)	($-$)
$\beta_{\tau A}$	vrubový součinitel pro krut průřez A (B,C)	($-$)
ε	úhlové zrychlení hmot na hřídeli elektromotoru	($rad \cdot s^{-2}$)
ε_2	úhlové zrychlení hmot na hřídeli elektromotoru při brzdění	($rad \cdot s^{-2}$)
ε_S	součinitel obvyklé velikosti pro rozjezdovou sílu	($-$)

ε_M	střední součinitel obvyklé velikosti pro hnací	(—)
ε_p	součinitel jakosti povrchu	(—)
η_c	účinnost mechanického převodu	(—)
κ	součinitel, zahrnující do výpočtu ostatní odpory	(—)
μ	poměrná část rozpětí	(—)
ρ	hustota vzduchu	$(kg \cdot m^{-3})$
σ_{co}	únavová pevnost materiálu v ohybu	(MPa)
σ_{oA}	ohybové napětí pro průřez A (B,C)	(MPa)
$\sigma_{o max}$	maximální ohybové napětí	(MPa)
σ_{red}	redukované napětí	(MPa)
τ_{ck}	únavová pevnost materiálu hřídele v krutu	(MPa)
τ_k	maximální smykové napětí	(MPa)
τ_{kA}	kroutící napětí pro průřez A (B,C)	(MPa)
$\psi_{\tau A}$	součinitel charakterizující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu	(—)
\sum^K	adhesní tíha jeřábu	(N)
$\sum^{K'}$	součet zatížení na brzděných kolech bez břemene	(N)

Seznam použité literatury a jiných zdrojů

- [1] GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Skriptum VUT Brno 1988.
- [2] KŘÍŽ, R. – VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka: 5. Svazek*. Praha: Scientia spol s.r.o, 1994. ISBN 80-85827-55-x.
- [3] REMTA, F.; KUPKA, L. a F. DRAŽAN. *Jeřáby : 1. a 2. Díl. 2*, přepracované a doplněné vydání. Praha : SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1974.
- [4] ČSN EN 13001-2 (270105). *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení* Brno: úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011. 88996.
- [5] ČSN ISO 4301-1 (270020). *Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace.: Část 1: Všeobecně*. Druhé vydání. Praha, 1992, ev. č.: 01 27 0020/1.
- [6] KARL GEORG Stahlherstellungs- und Verarbeitung GmbH: *Lauftrad katalogengl*. Ingelbach-Bahnhof, Karl-Georg -strase 3.
- [7] SEW-EURODRIVE [online] [cit. 2014-05-28]. Podpora: Dokumentace a software. Dostupné z: <http://www.sew-eurodrive.cz/support/index.php>.
- [8] SKF [online]. [cit. 2014-05-28]. *Soudečková ložiska, válcová a kuželová díra*. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/cylindrical-and-tapered-bore/index.html?prodid=1550012220&imperial=false>.
- [9] SKF [online]. [cit. 2014-05-28]. *SKF Bearing Calculator*. Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/selectProduct.action>
- [10] Bohdan Bolzano. *Přehled vlastností oceli S355J2* [Online] [cit. 2014-05-28]. Dostupné z: <http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/EN10025/S355J2G3/>
- [11] Bohdan Bolzano. *Přehled vlastností oceli 42CrMo4* [Online] [cit. 2014-05-28]. Dostupné z: http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/EN10083/Prehled_vlast_42CrMo4/
- [12] SVOBODA, P., BRANDEJS, J. a PROKEŠ, F.: *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vydání třetí. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, 2009. ISBN 978-80-7204-636-2

Seznam příloh

Příloha 1: Výsledky a vstupní parametry kontroly životnosti ložiska podle [9]

Příloha 2: Výsledné vnitřní účinky hnací hřídele vyhotovené graficky programem Autodesk Inventor.

Příloha 3: Výkres použitého hnacího kolečkového setu.

Příloha 4: Fotky 3D modelu pojezdového mechanismu jeřábové kočky

Seznam výkresů

Výkresy dílů:

3-3D31-01,02

4-3D31-03,04,05,06,07,08,09,10,11,12,13,14

Výkresy svařovacích sestav:

3-3D31-15

2-3D31-16,17,18,19,20-01/02

Montážní sestava:

3-3D31-22